

ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ДРОСЕЛЬНОГО ГІДРОДВИГУНА ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО СТЕЖНОГО ВІБРОПРИВОДА

Запропоновано методику визначення основних параметрів дросельного гідродвигуна електрогідрравлічного стежного вібропривода для випадку задання закону переміщення об'єкта керування у вигляді залежності бажаної максимальної амплітуди його переміщень від частоти вимушених коливань. Методика дозволяє забезпечити бажані амплітуди переміщень з мінімальним запасом потужності гідростанції.

Вступ

Створення вібраційних машин для обробки тиском, стендів для динамічних випробувань матеріалів і конструкцій та інших технологічних машин, які повинні мати достатню потужність і плавне регулювання параметрів вібрацій в бажаних амплітудному та частотному діапазонах, залишається актуальною задачею. Якщо діапазон амплітуд сили на виконавчому органі складає $0 \dots 5000$ кН, діапазон амплітуд переміщення знаходиться в межах від 0 до 200 мм, а діапазон частот вібрацій складає $0 \dots 300$ Гц, то розв'язання цієї задачі можливе тільки з використанням електрогідрравлічних дросельних стежних віброприводів (ЕГСВ) [1, 2].

Під час проектування ЕГСВ означеного вище призначення важливим є забезпечення його бажаної швидкодійності. Як відомо [1, 2, 3 та ін.], за умови забезпечення оптимальних (з точки зору стійкості та швидкодійності) структури і параметрів ланцюгів керування та корекції, динамічні характеристики вібропривода визначаються його силовим контуром. Тому, для ЕГСВ важливим є вибір параметрів його дросельного гідродвигуна, основними елементами якого є електрогідрравлічний підсилювач (ЕГП) та гідроциліндр. Розв'язання саме цієї задачі і розглядається в статті. При цьому вважається, що ЕГСВ має головний зворотний зв'язок за переміщенням об'єкта керування.

Вихідні передумови та постановка задачі

Розрахункова схема силового контуру ЕГСВ показана на рис. 1. Цей контур складається із ЕГП з чотирищільним розподільним золотником 2 у вихідному каскаді підсилення, гідростанції 1, яка працює в режимі постійного тиску, симетричного гідроциліндра з двостороннім штоком 3 та об'єкта керування 4.

В роботі прийняті такі припущення: густина, питома вага і модуль пружності робочої рідини постійні; тиск на виході гідростанції (тиск живлення) постійний; тиск зливу дорівнює нулю; коефіцієнти витрат всіх робочих щілин розподільного золотника постійні; довжина гідроліній мала і тому хвильовими процесами й гідравлічними втратами в них можна знехтувати; об'єми робочих порожнин гідроциліндра однакові й постійні протягом всього періоду коливань; зовнішні витрати рідини відсутні; зі здійсненням розподільним золотником моногармонічних коливань об'єкт керування також здійснює моногармонічні коливання, причому їх частота і амплітуда визначаються частотою і амплітудою першої гармоніки коливань штока гідроциліндра; зусилля на штоку гідроциліндра фор-

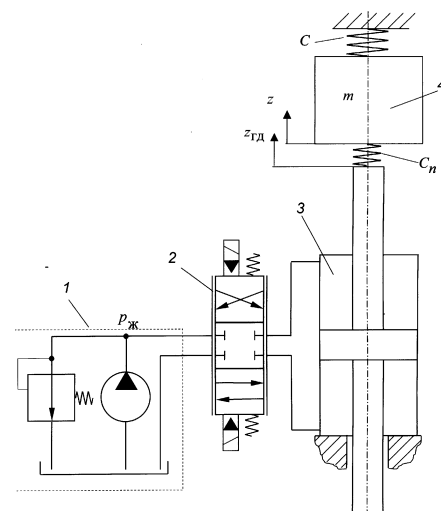


Рис. 1 Схема силового контуру електрогідрравлічного дросельного стежного вібропривода

мується спільною дією інерційного та позиційного навантажень; маса штока гідроциліндра незначна і нею можна знехтувати.

Терміном «дросельний гідродвигун» означений гідроагрегат, який поєднує розподільний золотник та гідроциліндр, що працюють на нестисливій (умовно) рідині. Пружні властивості рідини враховані у приведеній жорсткості силових елементів, розташованих між дросельним гідродвигуном (далі – гідродвигуном) та об'єктом керування.

В основу пропонованого підходу покладене співставлення механічної характеристики (МХ) двигуна та діаграми навантаження (ДН), яке використовується в роботах [3, 4, 5 та ін]. Під поняттям «діаграма навантаження» в даному випадку розуміють залежність сили на вихідному органі гідродвигуна від швидкості переміщення його робочого органу. Зокрема, в роботі [4] розглянуто вибір параметрів дросельного гідродвигуна привода, який має відпрацьовувати моногармонічні коливання певної частоти і амплітуди. У цій статті розглядається дещо ширший випадок, коли необхідний закон переміщення об'єкта керування заданий графічно або аналітично у вигляді залежності бажаної максимальної амплітуди A_{z_m} переміщень об'єкта керування від частоти ω вимушених коливань

$$A_{z_m} = A_{z_m}(\omega). \tag{1}$$

Умовно назвемо цю залежність частотною характеристикою переміщень (ЧХП).

Вибір параметрів дросельного гідродвигуна

У відповідності з прийнятими припущеннями у випадку відпрацювання приводом гармонічних коливань, амплітуди яких визначаються залежністю (1), діаграма навантаження описується сукупністю еліпсів

$$\frac{P_{ГД}^2}{[A_{P_{ГД}}(\omega)]^2} + \frac{v_{ГД}^2}{[A_{v_{ГД}}(\omega)]^2} = 1, \tag{2}$$

де $P_{ГД}$ — координата сили на штоку гідроциліндра; $v_{ГД}$ — координата лінійної швидкості штока гідроциліндра; $A_{P_{ГД}}(\omega) = A_z(\omega) |C - m\omega^2|$ — амплітуда сили на штоку гідроциліндра;

$A_{v_{ГД}}(\omega) = \frac{A_z(\omega) \omega}{A_{МК}(\omega)}$ — амплітуда лінійної швидкості штока гідроциліндра; C — коефіцієнт жорсткості позиційного навантаження; m — сумарна маса об'єкта керування і рухомих частин привода; $A_{МК}(\omega)$ — АЧХ механічного контуру привода. У цей контур входять елементи, розташовані між гідродвигуном та об'єктом керування, а також сам об'єкт керування.

Рівняння (2) можна записати також у вигляді

$$v_{ГД} = A_{v_{ГД}}(\omega) \sqrt{1 - \frac{P_{ГД}}{A_{P_{ГД}}(\omega)}}. \tag{3}$$

Склавши рівняння руху механічного контуру привода (див. рис. 1), можна, шляхом нескладних перетворень, отримати його передатну функцію, яка у даному випадку відповідає стійкій коливальній ланці

$$W_{МК}(s) = \frac{k_{МК}}{T_{МК}^2 s^2 + 2\xi_{МК} T_{МК} s + 1} \tag{4}$$

і, відповідно, рівняння амплітудно-частотної характеристики

$$A_{МК}(\omega) = \frac{k_{МК}}{\sqrt{(1 - T_{МК}^2 \omega^2)^2 + 4\xi_{МК}^2 T_{МК}^2 \omega^2}}, \tag{5}$$

$$\text{де } k_{MK} = \frac{1}{k_{vP}\beta + \frac{C}{C_{II}} + 1}; \quad T_{MK} = \sqrt{\frac{m}{C_{II}(1 + k_{vP}\beta) + C}}; \quad \xi_{MK} = \frac{C_{II}mk_{vP} + \beta}{2m\sqrt{(C_{II}k_{vP}\beta + C + C_{II})}};$$

$k_{vP} = \frac{k_{QP}}{F^2}$; k_{QP} — коефіцієнт перетікань в гідродвигуні; β — коефіцієнт в'язкого тертя в гідроциліндрі; F — робоча площа поршня гідроциліндра; C_{II} — жорсткість робочої рідини в порожнинах гідроциліндра і трубопроводах, які з'єднують розподільний золотник з гідроциліндром.

Відомо [4 та ін.], що МХ гідродвигуна з дросельним регулюванням швидкості описується рівнянням параболи, яке для гідродвигуна з чотирищілинним розподільним золотником, зміщеним на максимально можливу величину від нейтрального положення, матиме вигляд

$$v_{ГД_m} = v_{XX_m} \sqrt{1 - \frac{P_{ГД}}{P_{II}}}, \tag{6}$$

де $v_{XX_m} = k_{vy}y_m$ — максимально можлива для даного гідродвигуна швидкість холостого ходу;

$k_{vy} = \frac{\mu b}{F} \sqrt{\frac{p_{ж}}{\rho}}$ — коефіцієнт крутизни швидкісної характеристики; y_m — максимально можливе зміщення плунжера розподільного золотника; μ та b — відповідно коефіцієнт витрати та довжина робочої щілини золотника; $p_{ж}$ — тиск живлення; ρ — густина робочої рідини; $P_{II} = p_{ж}F$ — пускова сила.

Для енергетичного забезпечення необхідної АЧХ привода з мінімальними витратами потужності сім'я діаграм навантаження має повністю охоплюватися механічною характеристикою (7) гідродвигуна; при цьому бажано, щоб запас потужності привода був мінімальним.

У відповідності з [4], під час відпрацювання гідродвигуном моногармонічних коливань нульовий запас потужності забезпечується, якщо виконуються співвідношення

$$P_{II} = 1,06A_{P_{ГД}}; \tag{7}$$

$$v_{XX} = 1,23A_{v_{ГД}}. \tag{8}$$

Для випадку, що розглядається, співвідношення (8) та (9) можуть бути представлені у вигляді функцій частоти

$$P_{II}(\omega) = 1,06A_z(\omega) |C - m\omega^2|; \tag{9}$$

$$v_{XX}(\omega) = 1,23 \frac{A_z(\omega) \omega}{A_{MK}(\omega)}. \tag{10}$$

Знайшовши максимальні значення $P_{II_{max}}$ та $v_{XX_{max}}$ на графіках функцій (9) та (10), прийmemo їх за особливі точки параболи МХ. З урахуванням цього, рівняння МХ матиме вигляд

$$v_{ГД_m} = v_{XX_{max}} \sqrt{1 - \frac{P_{ГД}}{P_{II_{max}}}}. \tag{11}$$

Очевидно, що гідродвигун з механічною характеристикою (11) задовольнятиме умові мінімуму наявної потужності за умови, якщо для певного значення частоти особливі точки ДН (рис. 2, крива 2) відповідатимуть умовам $A_{P_{ГД}} = \frac{P_{II_{max}}}{1,06}$ та $A_{v_{ГД}} = \frac{v_{XX_{max}}}{1,23}$. Тільки в цьому випадку ДН матиме точку дотику з МХ, причому ця точка відповідатиме максимальній потужності, яку здатен розвинути гідродвигун. В інших випадках гідродвигун матиме деякий запас потужності, який досягає максимуму, якщо на певних частотах особливі точки ДН відповідають умовам

$$A_{P_{ГД}} = \frac{P_{II_{max}}}{1,06} \text{ при } A_{v_{ГД}} \approx 0; \tag{12}$$

$$A_{v_{ГД}} = \frac{V_{XX_{max}}}{1,23} \text{ при } A_{P_{ГД}} \approx 0. \quad (13)$$

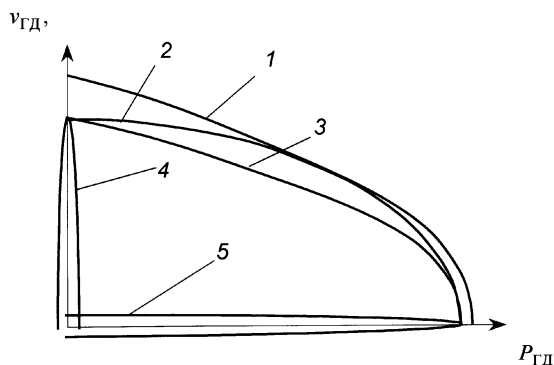


Рис. 2. Розташування МХ та ДН при мінімальному (криві 1 і 2) і максимальному (криві 3, 4 і 5) запасах потужності

ДН, які відповідають умовам (12) і (13), показані на рис. 2 у вигляді кривих 4 та 5.

Визначимо максимальний запас потужності. Потужність, яку може розвинути гідродвигун з МХ, що відповідає рівнянню (11), визначатиметься як

$$N_{ГД} = P_{ГД} v_{ГД_m}$$

або

$$N_{ГД} = P_{ГД} v_{XX_{max}} \sqrt{1 - \frac{P_{ГД}}{P_{пmax}}}. \quad (14)$$

Досліджуючи функцію (14) на екстремум, знайдемо величину максимуму потужності, яку може забезпечити гідродвигун

$$N_{ГД_{max}} = \frac{2\sqrt{3}}{9} v_{XX_{max}} P_{пmax} \approx 0,385 v_{XX_{max}} P_{пmax}. \quad (15)$$

Якщо виконуються співвідношення (12) і (13), то достатньо мати гідродвигун, який має МХ з такими особливими точками $v_{XX_m} = \frac{V_{XX_{max}}}{1,23}$ і $P_{п} = \frac{P_{пmax}}{1,06}$. Відповідно, максимальна потужність, яку може розвинути такий гідродвигун, становить

$$N'_{ГД_{max}} = \frac{2\sqrt{3}}{9} \frac{v_{XX_{max}}}{1,23} \frac{P_{пmax}}{1,06} \approx 0,295 v_{XX_{max}} P_{пmax}.$$

Максимально можливий запас потужності складе

$$K_N = \frac{N_{ГД_{max}} - N'_{ГД_{max}}}{N_{ГД_{max}}} 100 \% = \frac{0,385 v_{XX_{max}} P_{пmax} - 0,295 v_{XX_{max}} P_{пmax}}{0,385 v_{XX_{max}} P_{пmax}} 100 \% = 23 \%.$$

Отриманий результат є цілком прийнятним для вибору параметрів реального гідродвигуна.

Таким чином, визначивши особливі точки МХ гідродвигуна і вибравши величини $P_{ж}$ та u_m , можна знайти основні параметри гідродвигуна.

Розглянемо приклад застосування запропонованої методики.

На рис. 3 показана ЧХП, прийнята за вихідну під час розробки ЕГСВ одного з випробувальних стендів.

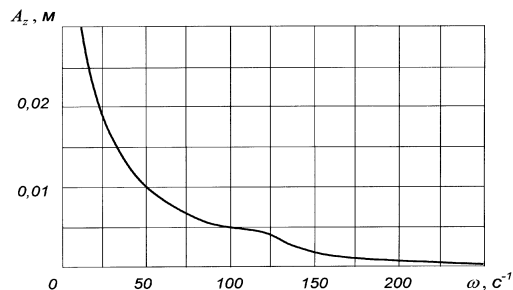


Рис. 3. Приклад залежності бажаної максимальної амплітуди переміщень об'єкта керування від частоти вимушених коливань

За початкові параметри самого ЕГСВ і параметри його навантаження прийемо: m ; C ; β ; C_{Π} ; k_{QP} ; $p_{ж}$ та y_m .

На рис. 4 показані графіки залежностей (9) та (10), побудовані для гідродвигуна з такими початковими параметрами: $m = 1000$ кг; $C = 10^6$ Н/м, $C_{\Pi} = 10^8$ Н/м; $\beta = 2,4 \cdot 10^5$ кг/с; $k_{QP} = 1,47 \cdot 10^{11}$ м⁵/с·Н; $p_{ж} = 21$ Мпа; $y_m = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м і заданої ЧХП, яка відповідає рис. 2.

На графіках функцій (9) та (10), знайдемо максимальні значення $P_{\Pi max}$ та $v_{XX max}$ (для прикладу, що розглядається, вони складають відповідно 64 кН та 0,62 м/с на частотах 135 с⁻¹ та 80 с⁻¹) і прийемо їх за особливі точки параболі МХ.

На рис. 5 показано таку МХ (крива 1). На цьому ж рисунку показані ДН, які відповідають частотам 80 с⁻¹, 135 с⁻¹ та 200 с⁻¹ (криві 2, 3 та 4).

Далі, з використанням відомих залежностей [4 та ін.], знайдемо основні параметри гідродвигуна:

а) ефективну площу гідроциліндра

$$F = \frac{P_{\Pi max}}{p_{ж}}; \quad (16)$$

б) подачу насоса гідростанції

$$Q_{ГС} = k_{ГС} v_{XX max} F, \quad (17)$$

де $k_{ГС} = 1,1 \dots 1,2$ — коефіцієнт запасу, який враховує можливі об'ємні втрати в гідродвигуні;

в) провідність робочої щілини розподільного золотника, яка відповідає максимальному зміщенню його плунжера

$$G_m = \frac{v_{XX max} F}{\sqrt{p_{ж}/2}}; \quad (18)$$

г) максимальну площу робочої щілини розподільного золотника

$$f_m = \frac{G_3}{\mu \sqrt{2/\rho}}; \quad (19)$$

д) довжину робочої щілини золотника

$$b = \frac{f_m}{y_m}; \quad (20)$$

е) необхідну потужність електродвигуна гідростанції

$$N_{ЕД} = \frac{Q_{ГС} p_{ж}}{\eta}, \quad (21)$$

де η — загальний к. к. д. насоса гідростанції.

Прийнявши $\eta = 0,8$, визначимо параметри гідродвигуна за наведеними вище формулами: $F = 30 \cdot 10^{-4}$ м²; $Q_{ГС} = 2 \cdot 10^{-3}$ м³/с; $G_m = 0,57 \cdot 10^{-4}$ м⁴·Н^{-1/2}·с⁻¹; $f_m = 17 \cdot 10^{-6}$ м² = 17 мм²; $b = 34$ мм; $N_{ЕД} = 51,5$ кВт.

Висновки

Запропоновано методику визначення основних параметрів дросельного гідродвигуна електро-

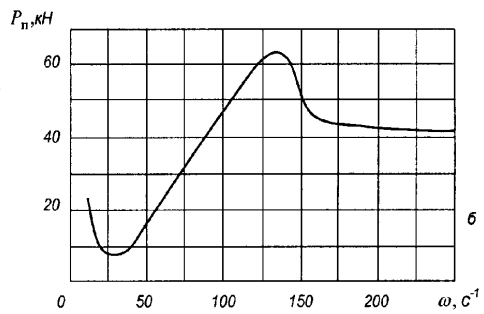
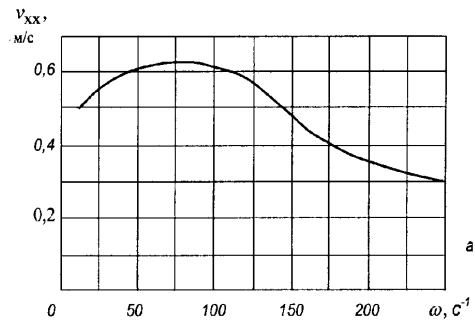


Рис. 4. Залежності необхідних швидкості холостого ходу (а) і пускової сили (б) від частоти вимушених коливань

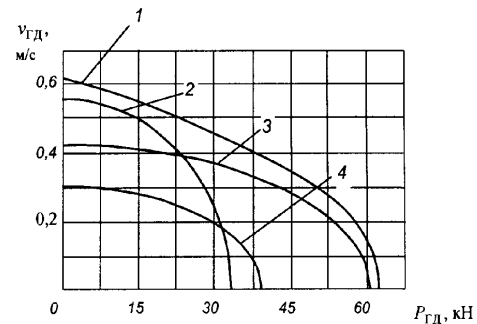


Рис. 5. Вибрана механічна характеристика гідродвигуна (крива 1) і діаграми навантаження (криві 2, 3 і 4), які відповідають частотам вимушених коливань відповідно 80 с⁻¹, 135 с⁻¹ та 200 с⁻¹

гідравлічного стежного вібропривода для випадку задання закону переміщення об'єкта керування у вигляді залежності бажаної максимальної амплітуди його переміщень від частоти вимушених коливань. Методика дозволяє забезпечити необхідні амплітуди переміщень об'єкта керування з мінімальним запасом потужності гідростанції.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. — Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э. Э. Лавендела. — М.: Машиностроение, 1981. — 509 с.
2. Баранов В. Н., Захаров Ю. Е. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы — М.: Машиностроение, 1977. — 323 с.
3. Крассов И. М., Сенько Л. И., Середкин В. П. Согласование энергетических возможностей гидравлического привода с объектом управления // Приборы и системы управления. — 1973, — № 5. — С. 17—19.
4. Гамынин Н. С. Гидравлический привод систем управления. — М.: Машиностроение, 1972. — 376 с.
5. Дерібо А. В., Иванов Н. И., Черный В. А. Применение диаграммы нагрузки к расчету амплитудно-частотной характеристики гидравлического вибропривода испытательных машин // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. Вып. 16. — Киев.: Техніка, 1980. — С. 71—74.

Рекомендована кафедрою технології та автоматизації машинобудування

Надійшла до редакції 20.04.07
Рекомендована до друку 13.05.07

Дерібо Олександр Володимирович — доцент кафедри технології та автоматизації машинобудування.
Вінницький національний технічний університет